

<논문> SAE NO. 97370021

4륜구동·조향 차량의 선회 성능 해석을 위한 Simulation Tool 개발

Development of a Simulation Tool for the Cornering Performance Analysis of 4WD/4WS Vehicles

계 경 태*, 김 준 영**, 허 건 수***
G. T. Kye, J. Y. Kim, K. S. Huh

ABSTRACT

In this study, a simulation tool is developed in order to investigate non steady-state cornering performance of 4WD/4WS vehicles. The 4WD/4WS vehicles are modeled as a 8-th order dynamic system which includes complex non-linear vehicle dynamics and tire models. The vehicle models are constructed into a modulated simulation tool and are utilized for analyzing cornering performance such as combined braking and steering, cornering on the icy road and μ -split braking. The whole analysis is done with the simulation tool which consists of a number of subsystems and offers graphic environment. Simulation results show that this tool is useful and cost-effective in the dynamic analysis of the combustion-engine vehicles as well as electrically driven vehicles.

주요기술용어 : Non Steady-State(비정상상태), Simulation Tool(시뮬레이션 툴), Modular Approach(모듈화 방법), Nonlinear Tire Model(비선형 타이어 모델)

1. 서 론

차량 거동 해석을 위한 시뮬레이션 툴의 개발은 현재의 자동차 개발뿐만 아니라 차세대 차량 시스템 개발에 있어서도 매우 중요한 기술이다.

현재의 자동차 체계가 직면하고 있는 여러 문제, 예를 들면 교통 체증, 주행 사고, 대기 오염

등을 해결하기 위한 방안으로 선진국에서는 오래 전부터 제어 공학, 통신 기술 및 센서등의 기술을 응용하는 첨단 도로 교통 체계(IVHS)에 관한 연구를 수행하여 왔다. 그중 가장 핵심을 이루는 차세대 차량 제어 시스템(AVCS)은 운전자의 작업을 덜어줄 뿐만 아니라 부주의, 혹은 예기치 못한 현상으로 인해서 생기는 사고를 미연에 방지함으로써 안전성을 확보해 준다. 이 시스템은 크게 조향 제어와 주행 제어의 두 부분으로 나뉘지며 그중에서 조향 제어 시스템에 있어서 운전자가 가하는 조향 바퀴의 움직임과 실제

* 대우자동차

** 정회원, 한양대 대학원

*** 정회원, 한양대 정밀기계공학과

거동되는 차량 조향 특성의 관계는 매우 중요한 정보이다. 이를 위하여 차량의 조향 거동을 미리 예측하고 실제 발생하는 조향 움직임으로부터 차량의 조향성(Steerability)을 판단할 수 있어야 하며 문제가 발생시 이를 감지(Monitoring)하고 판단할 수 있어야 한다⁶⁾. 이를 위한 첫단계로서 차량의 조향 거동을 예측할 수 있는 선회성 해석을 위한 시뮬레이션 툴(Simulation Tool)이 필요하다.

그런데 시뮬레이션 툴 개발에 있어서 무엇보다 중요한 것은 차량의 운동 특성들을 정확히 묘사하는 것이며, 제동과 조향이 함께 이루어지는 비정상상태(Non Steady-State) 선회를 고려하기 위해서는 차량거동에 대한 동역학적 특성뿐만 아니라 타이어와 지면 사이의 물리적 현상을 자세하게 묘사할 수 있어야 한다. 이를 위하여는 타이어의 거동에 대한 상세한 비선형 타이어 모델(Nonlinear Tire Model)이 필요하게 되며 또 바퀴의 회전 운동을 묘사해 주는 휠(Wheel) 동역학이 요구된다.

본 논문에서는 4WD/4WS 차량의 조향 성능 해석을 위해 차량의 4자유도와 바퀴의 4자유도를 고려한 8자유도의 비선형 차량 동역학 모델을 유도하고 MATLAB의 SIMULINK를 이용하여 모듈화된 시뮬레이션 툴을 개발하였다. 그리고 개발된 시뮬레이션 툴을 사용하여 다양한 비정상상태의 선회 성능을 해석하였다. 이러한 해석 결과를 바탕으로 차량의 한계 능력 및 불안정성을 예측하여 조향 성능 향상 및 안정성을 확보할 수 있게 된다. 차량 동역학 시뮬레이션은 PC-MATLAB의 SIMULINK를 이용하여 각각의 서브 시스템들을 모듈화하는 방법(Modular Approach)을 사용하였다. 이런 모듈은 부분적으로 하드웨어로 대체하여 PC와 하드웨어가 연결된 Hardware-In-The-Loop System(HILS)를 구성하는 데 용이하게 활용될 수 있다.

본 논문의 구성은 2절에서 본 연구와 관련된 연구 동향을 분석하였고 3절에서 본 연구에서 사용된 차량 모델을 제시하였다. 4절에서는 제시된 차량 모델을 시뮬레이션 툴로 구축하고 5절에서 다양한 조건하에서 선회 성능을 해석하였

다. 그리고 마지막 6절에서 결론을 맺고자 한다.

2. 연구 배경

차량의 동적 거동에 대한 시뮬레이션 연구는 그동안 국내외적으로 많이 진행되어 왔다. 여러 비선형성을 많이 고려하여 매우 높은 고차의 모델을 유도하고 시뮬레이션 Package를 이용한 연구에서부터 필요한 최소 차수의 자유도를 고려한 동적 모델링 및 제어^{9)~13)} 그리고 가장 간단한 선형 모델을 토대로한 시뮬레이션과 제어 기법 연구등^{5), 14)~15)}을 들 수 있다. 또한 타이어의 특성을 고려하는 방법도 많이 연구되어 왔는데, 타이어의 거동을 모델링함에 있어 물리적 현상에 근거하여 유도된 해석적 모델링^{1)~2)} 그리고 실험 data를 토대로 개발된 실험적 모델링^{3)~4), 7)}을 들 수 있다.

고차의 차량 및 타이어 모델은 동적 거동의 정확도를 기할 수 있는 반면에 실시간 구현상의 어려움이 있고 저차의 모델은 실시간 구현이 쉽고 제어기 설계에 잘 이용될 수 있는 반면 정확도를 기하기가 어렵다.

본 연구에서는 우선적으로 차량의 선회 성능 해석을 위하여 차량의 직진 및 횡방향 운동, 요잉 및 롤링을 고려하고 각 타이어의 회전운동을 포함하는 8자유도 모델을 유도하여 시뮬레이션 툴을 개발하였다.

3. 차량 모델

본 논문에서 고려된 차량 모델을 유도하기 위해 다음과 같은 가정을 하였다.

- 차량은 평평한 노면(Even Road)위를 주행하는 것으로 가정한다.
- 횡풍에 의한 요잉 모멘트는 없는 것으로 가정한다.
- 차량은 직진운동, 횡운동, 요잉운동 및 롤운동을 할 수 있으나 피칭 및 히빙운동은 무시하며 언스프링질량의 수직운동도 무시한다.
- 직진 하중 이동(Longitudinal Load Trans-

fer) 및 횡 하중 이동(Lateral Load Transfer)의 영향을 고려하였다.

- 롤운동에 의해 발생하는 롤스티어(Roll Steer), 타이어의 수직 하중에 따라 비선형적으로 변하는 캠버 강성, 타이어에서 발생하는 횡력 지연(Tire Force Lag)등 기구학적 영향을 고려하였다.

3.1 차량 동역학 모델

차량의 좌표계로는 Fig.1과 같이 주행 노면에 고정되어 있는 절대 좌표계(XYZ)와 차량의 무게 중심에 고정되어 있는 차량 고정 좌표계(xyz)를 사용한다.

직진운동, 횡운동, 요잉운동, 롤운동에 대해서 앞서의 가정 및 좌표계에 따라 Newton의 제2법칙을 적용하면 다음과 같이 차량의 운동을 묘사해 주는 연계된 비선형 운동방정식(Coupled Nonlinear Equations of Motion)을 얻을 수 있다.

$$M \cdot (\ddot{V}_x - V_y \cdot r) + m_s \cdot e \cdot r \cdot p = \Sigma F_x \quad (1)$$

$$M \cdot (\ddot{V}_y - V_x \cdot r) + m_s \cdot e \cdot r \cdot \dot{p} = \Sigma F_y \quad (2)$$

$$I_{xx} \ddot{r} - I_{xz} \dot{p} = \Sigma M_z \quad (3)$$

$$I_{zz} \dot{p} + m_s \cdot e \cdot (\ddot{V}_y + V_x \cdot r) - I_{xz} \ddot{r} = \Sigma M_{zs} \quad (4)$$

여기서 아래첨자 x, y는 각각 차량 고정 좌표계

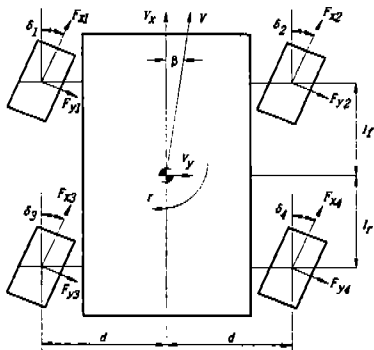


Fig.1 차량 고정 좌표계

원점에서의 직진 방향 및 횡 방향을 나타내며 V_x , V_y 는 차량 고정 좌표계 원점의 직진 속도와 횡 속도를 나타낸다. M 은 전체 차량의 질량이며, m_s 는 스프링 질량이다. r 은 z축에 대한 차량의 요잉속도이며 요잉각(ψ)의 시간 변화율이다. p 는 x축에 대한 롤속도이며 롤각(ϕ)의 시간 변화율이다. I_{xx} 는 z축에 대한 차량의 질량 관성 모멘트이며, I_{xz} 는 xz평면에 대한 스프링 질량 관성적(Sprung Mass Product of Inertia)이다. e 는 롤축에서 스프링 질량의 무게중심까지의 거리이다. ΣF_x , ΣF_y 는 각각 차량에 가해지는 x축 및 y축 방향의 힘의 합으로서 그 성분은 타이어에서 발생하는 힘, 구름 저항, 그리고 공기 저항이며 ΣM_z 는 z축에 대해 차량에 가해지는 요잉 모멘트의 합으로서 자세한 표현식¹⁶⁾은 지면 관계상 생략한다. ΣM_{zs} 는 롤축에 대해 스프링 질량에 작용하는 롤 모멘트의 합을 나타내며 다음 Fig.2와 같이 시계방향을 양의 값으로 취하고 있다.

이때 롤 모멘트의 합은 다음과 같이 표현된다.

$$\Sigma M_{zz} = M_{f\phi} + M_{r\phi} + m_s \cdot g \cdot e \cdot \sin\phi \quad (5)$$

$$M_{f\phi} = -K_{f\phi} \cdot \phi - C_{f\phi} \cdot \dot{p} \quad (6)$$

$$M_{r\phi} = -K_{r\phi} \cdot \phi - C_{r\phi} \cdot \dot{p} \quad (7)$$

여기서 첨자 f, r은 각각 앞 차축과 뒷 차축을 의미한다. $M_{f\phi}$, $M_{r\phi}$ 은 각각 앞 차축과 뒷 차축에서 서스펜션에 의해 발생하는 롤 모멘트이다. 그

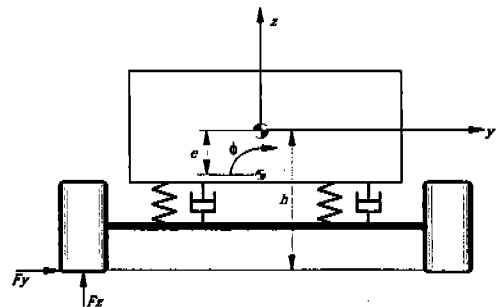


Fig.2 롤운동 좌표계

리고 $K_{r\phi}$, $K_{r\theta}$ 는 스프링에 의한 롤강성(Roll Stiffness)이며, $C_{r\phi}$, $C_{r\theta}$ 는 속업서버에 의해 발생되는 롤댐핑(Roll Damping)을 의미한다. 일반적으로 앞 차축의 롤강성을 뒷 차축의 롤강성보다 크게하여 차량이 언더스티어 경향을 갖게 한다.

3.2 휠 동역학 모델

차량은 전후좌우 4개의 휠이 각각 구동되며 조향시 각 휠의 슬립율과 슬립각이 상당히 차이가 날 수 있으므로 4개의 자유도가 필요하며 Fig.3으로부터 동적 모델은 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{\omega}_i = \frac{1}{I_{wi}} \cdot (\tau_i - r_{ai} \cdot F_{xmi} + \tau_{ai} \cdot R_{xmi}) \quad (8)$$

여기서 ω_i 는 각 바퀴의 스펀축에 대한 회전 각속도이며 T_i 는 구동 모터(혹은 엔진)에서 발생하는 토크이며 r_{ai} 는 타이어 회전 반경이다. I_{wi} 는 구동계와 휠의 등가 관성 모멘트이며 모터의 회전 관성 모멘트나 구동계의 효율등을 고려하여 결정된다.

3.3 타이어 모델

타이어는 차량의 비선형성을 증가시키는 가장 중요한 인자들 중 하나이며 타이어에서 발생한 힘이 차체의 운동을 야기시키므로 차량의 주행 궤적을 예측하는데 있어서 대단히 중요하다. 본

연구에서는 타이어 힘을 슬립율과 슬립각으로 표현하는 Dugoff¹¹⁾에 의해 제안된 모델을 주로 이용하였으며 아래와 같이 표현된다.

$$F_x = \frac{C_s \cdot s_i}{1 - s_i} \cdot X_i \cdot (2 - X_i) \quad (9)$$

$$F_y = \frac{C_a \cdot \tan \alpha_i}{1 - s_i} \cdot X_i \cdot (2 - X_i) \quad (10)$$

$$X_i = \begin{cases} X & \text{if } X \leq 1 \\ 1 & \text{if } X > 1 \end{cases} \quad (11)$$

$$X_i = \frac{\mu \cdot F_n \cdot (1 - s_i) \cdot (1 - \epsilon_r \cdot V_i \cdot \sqrt{s_i^2 + \tan^2 \alpha_i})}{2\sqrt{C_s^2 \cdot s_i^2 + C_a^2 \cdot \tan^2 \alpha_i}} \quad (12)$$

여기서 X_i 는 슬립각과 슬립율을 고려하여 타이어의 전체적인 슬라이딩을 의미하는 무차원 변수이며 타이어와 노면 간의 슬라이딩이 없다면 그 값은 1이 된다. 휠의 슬라이딩을 없애기 위해서는 X 를 충분히 큰 값으로 유지해 주는 것이 필요하며 휠의 슬립이 과도하게 발생하면 X 가 영에 가깝게 되어 타이어 힘이 감소된다. μ 는 타이어와 노면 사이의 마찰계수이며 ϵ_r 은 스피드의 영향을 표현해 주는 노면의 점착 감소 계수이다. C_s 는 타이어의 직진 강성이고 s_i 는 슬립율을 의미한다. V_i 는 차량 속도의 바퀴진행 방향성분이고 F_n 는 각 바퀴가 받는 수직 하중이며 자세한 표현식¹⁶⁾은 생략한다.

3.4 기구학적 영향

기구학적 영향(Kinematic Effect)에는 롤스티어(Roll Steer), 타이어의 횡력 지연(Dynamic Lags of Tire Lateral Force), 캠버 쓰러스트(Camber Thrust)등이 있다.

롤스티어(Roll Steer)

롤스티어는 스프링 질량의 틀운동에 의한 전, 후륜의 조향 운동으로 정의되며 일반적으로 조향 입력을 지연시키는 효과를 가지고 있다. 저자유도 모델에서는 롤스티어에 의한 조향효과는 보통

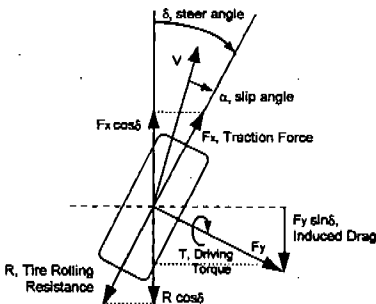


Fig.3 휠 (wheel) 모델

무시되지만 물운동이 포함된 고자유도 모델에서는 반드시 포함되어야 한다. 조향각이 작을 때는 그 영향은 크지 않으나 조향각이 큰 경우 롤 스티어는 차체에 대하여 언더스티어 경향을 갖게 해주므로 급제동 조향시 차량의 스피어아웃 현상을 방지해 주는 효과를 가지고 있다.

롤 스티어는 롤각과 비선형관계를 갖지만 본 연구에서는 다음과 같은 선형 근사식을 사용하였다.

$$\delta_{w1} = \delta_1 + k_{r,f} \cdot \phi, \quad \delta_{w2} = \delta_2 + k_{r,f} \cdot \phi \quad (13)$$

$$\delta_{w3} = \delta_3 + k_{r,r} \cdot \phi, \quad \delta_{w4} = \delta_4 + k_{r,r} \cdot \phi \quad (14)$$

여기서 δ_i 는 운전자에 의한 조향 입력이며 δ_{wi} 는 휠에 전달된 조향각이다. $k_{r,f}$ 는 양의 값을 갖는 앞 차축의 롤스티어 계수이며 오른쪽으로 조향하는 경우 즉, 롤각이 음인 경우 휠을 바깥쪽으로 조향시킨다. 뒷 차축의 롤스티어 계수인 $k_{r,r}$ 는 음의 값을 가지면 $k_{r,f}$ 와는 반대의 경향을 갖고 있으므로 차량을 언더스티어하게 해준다.

타이어의 횡력 지연(Dynamic Lags of Tire Lateral Force)

타이어에는 운전자의 조향 입력과 슬립각 사이에 시간지연이 발생하며 그것은 타이어의 역학적 특성에 기인한다. 이러한 현상은 타이어 힘의 발생을 지연시키므로 비정상상태 특수거동을 예측하기 위해서는 반드시 포함시켜야 한다.

횡력 지연 현상은 아래와 같이 1차 미분 방정식으로 표현된다.

$$\dot{F}_{yw} = \frac{F_y - F_{yw}}{\tau} \quad (15)$$

$$\tau = \frac{C_u \cdot r_e}{V_i} \quad (16)$$

여기서 F_{yw} 은 지연된 타이어 힘이며 τ 는 지연 시정수이며 C_u 은 횡력 지연 계수이다.

캠버 쓰러스트(Camber Thrust)

휠의 캠버각은 캠버 쓰러스트라 불리는 횡력

을 발생시켜 차량을 언더스티어 하게 하는 역할을 한다. 본 연구에서는 캠버 쓰러스트는 캠버각과 선형적인 관계를 가지며 타이어의 수직 하중에 따라 비선형적으로 변하는 다음과 같은 관계식을 적용하였다.

$$F_{\gamma_i} = Y_{\gamma_i} \cdot \gamma_i \quad (17)$$

$$Y_{\gamma_i} = C_{\gamma} F_a - D_{\gamma} \cdot F_a^2 \quad (18)$$

$$\gamma_i = K_{\gamma_i} \cdot \phi \quad (19)$$

여기서 K_{γ_i} , K_{γ_r} 은 롤각에 대한 전후륜의 캠버각의 비이다.

3.5 궤적 예측

차량의 주행 궤적은 Fig.4로부터 다음과 같은 기구학 관계식을 이용하여 예측할 수 있다. $i-1$ 번째 시각에서 차량 고정 좌표계에 대한 차량의 상대 위치와 방향을 $x(i-1)$, $y(i-1)$ 이라 하고 절대 좌표계에서의 위치를 $X(i-1)$, $Y(i-1)$ 이라 하면 i 번째 시각에서의 절대위치는 다음과 같은 관계를 가진다.

$$\begin{aligned} X(i) &= X(i-1) + [x(i) - x(i-1)] \cos \Psi \\ &\quad (i-1) - [y(i) - y(i-1)] \sin \Psi(i-1) \end{aligned} \quad (20)$$

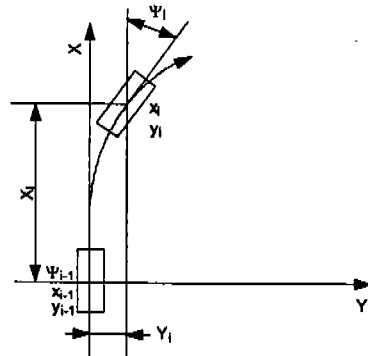


Fig.4 차량의 궤적

$$Y(i) = Y(i-1) + [x(i) - x(i-1)] \sin \Psi$$

$$(i-1) + [y(i) - y(i-1)] \cos \Psi (i-1)$$

(21)

4. 시뮬레이션 툴 개발

지금까지 논의한 차량 모델을 시뮬레이션하기 위해 PC-MATLAB의 SIMULINK를 이용하여 모듈화 접근 방법을 시도하였는데 이와 같은 모듈화의 구축은 사용자에게 그래픽환경을 제공함으로써 전체적인 모델의 구조를 한눈에 알 수 있는 장점이 있다. 시뮬레이션 툴이 구축은 IBM-PC 586을 이용하여 Fig.5와 같이 구성하였으며 수치 해석 기법은 Runge Kutta와 Gear 알고리즘을 이용하여 비교하였고 Time Step은 0.01로 일정하게 하였다.

입력부는 steering system과 driving torque 모듈로 구성되며 조향과 구동 및 제동에 필요한 조향각과 토크를 발생시킨다. wheel dynamics 모듈은 이러한 입력값들을 받아 휠을 구동시키며 타이어모듈(longitudinal force and lateral force module)에서는 구동력과 횡력이 발생되어 차량을 운동시키게 된다. 출력부는 VEHICLE DYNAMICS 모듈이며 차량의 거동을 예측할 수 있

는 상태 변수(요잉속도, 횡미끄럼각등)들을 계산하게 된다. 또한 이러한 상태 변수들은 소프트웨어 모델 하단부에 있는 모듈들을 double click 함으로써 편리하게 그래프로 볼 수 있게 하였다. 각 모듈은 내부에 또다른 모듈들로 연결되어 있어 모델의 수정 및 삭제가 용이하며 차량 데이터와 타이어 데이터는 load data 모듈에서 간단히 처리된다.

5. 선회 성능 시뮬레이션

5.1 모델 검증

본 연구에서 개발된 시뮬레이션 툴의 타당성을 검토하기 위하여 내연기관 차량에 대해 기존에 발표되었던 연구 결과들을 이용하여 비교 수행하였다. 모델의 검증은^{3), 6), 10)} 등에서 수행된 연구들을 토대로 하였다. 내연기관 차량의 소프트웨어 모델은 Fig.6과 같이 driving torque 모듈을 ENGINE 모듈과 Automatic Transmission 모듈로 대치함으로써 가능하다.

아래 그림(Fig.7)은 정해진 기어비에 의해 변속되는 자동변속기를 가진 내연기관 차량의 조향 특성들을 보여주고 있다. 전륜의 조향각은 4°로 고정시켜 놓은 상태에서 쓰로틀각(Throttle Angle)

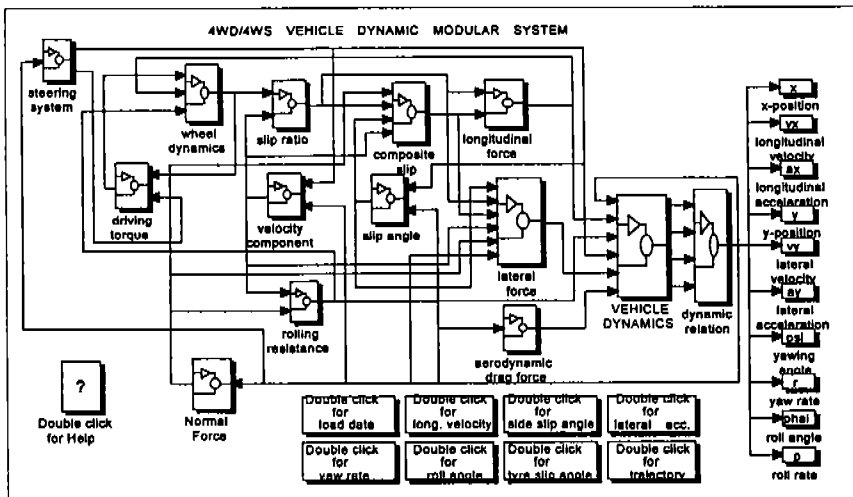


Fig.5 모듈화된 시뮬레이션 모델

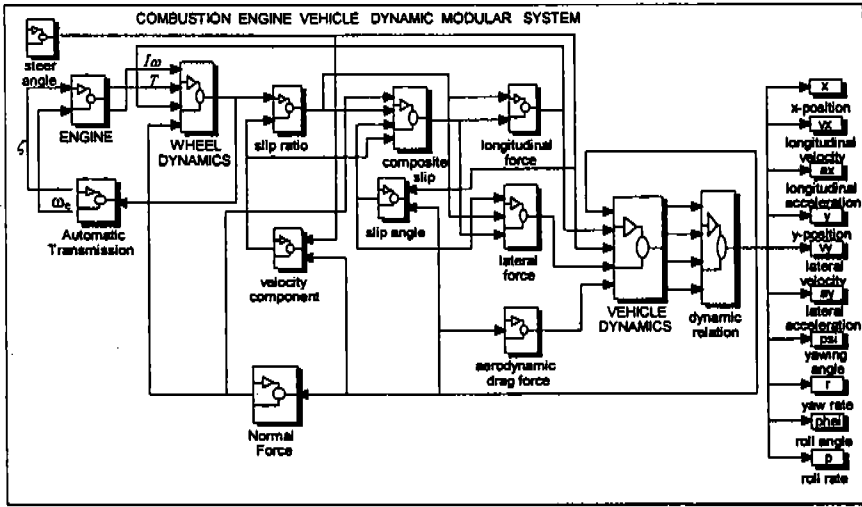


Fig.6 내연기관 차량의 시뮬레이션 모델

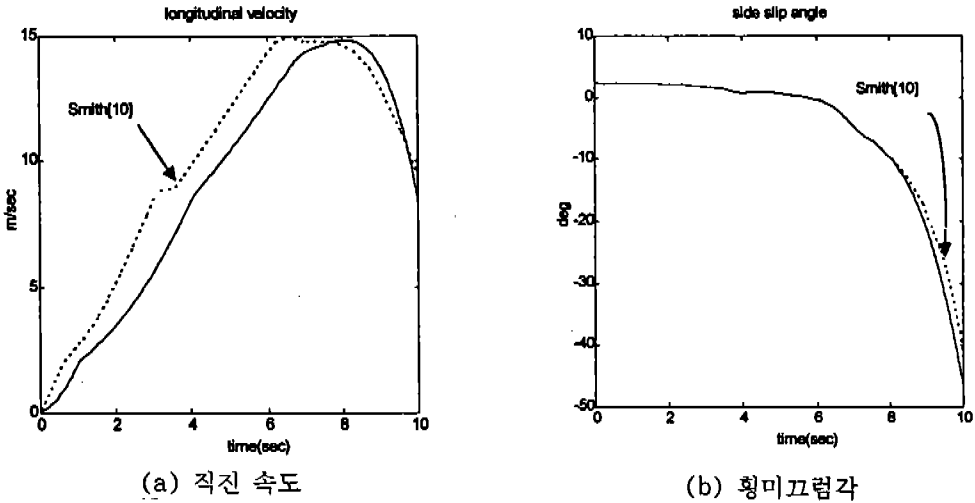


Fig.7 기존 data(10)와 시뮬레이션 결과 비교

은 최대로 유지한 채 후륜 구동하였다. 이때 직진 속도(Fig.7(a))는 증가하다가 감소됨이 확인되었고, 횡미끄럼각(Fig.7(b))은 10°를 넘어서서 계속 발산하고 있으므로 차량의 불안정성(스핀 아웃)을 예측할 수 있다. 이 결과는 기 연구된 (10)의 연구 결과와 약간의 차이가 있으나 그것은 자동변속기의 기어 변환 속도가 다른데서 오는 차이일 뿐이므로 본 연구에서 유도한 차량

동역학 모델의 타당성을 확인할 수 있다.

5.2 조향 성능 해석

일반적으로 자동차의 휠에 가해지는 토크-속도 관계는 Fig.8에서 보는 바와 같이 정지상태에서 저속의 범위까지는 최대 토크, 정속 주행시에는 일정한 파워를 발생하도록 요구된다.

내연기관 차량의 엔진 토크-속도 곡선의 기

올기는 매우 작아서 Fig.8의 휠 토크의 전 범위를 만족시켜 주지 못한다. 따라서 여러 개의 기어를 가진 변속기를 사용하게 된다. 그러나 전기구동 차량의 경우는 한번의 기어 변환으로 Fig.8과 같은 파워 곡선을 어느 정도 만족시켜 줄 수 있다. 본 연구에서는 내연기관 차량이든 전기구동 차량이든 4WD/4WS 차량의 동적 특성 해석이 목적이므로 임의로 Fig.8과 같은 구동 토크가 주어진다고 가정하였다.

수치계산에 필요한 차량 파라미터는 Table 1에 나타내었고 본 논문에서 제시하는 시뮬레이션 결과는 급제동시와 과도조향을 동시에 했을 경우, 건조 노면과 미끄러운 노면위에서의 조향 성능 비교 및 이면 도로에서의 제동에 대하여 해석하였다.

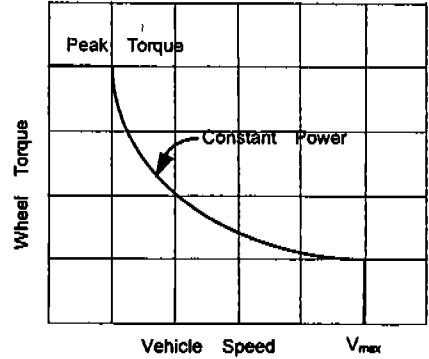


Fig.8 Vehicle Speed vs. Wheel Torque

Table 1 Parameters

Vehicle mass	M	1298kg
Sprung mass	m_s	1167.5kg
Moment of Inertia(Z Axis)	I_{zz}	1627kgm ²
Moment of Inertia(X Axis)	I_{xxs}	498.9kgm ²
Distance from c.g to Front Axle	l_f	1m
Distance from c.g to Rear Axle	l_r	1.454m
Height of c.g above Ground	h	0.533m
Distance from c.g to Roll Axis	e	0.4572m
Track Width	2d	1.5m
Front Roll Stiffness	$K_{f\phi}$	37.3kNm/rad
Rear Roll Stiffness	$K_{r\phi}$	30.5kNm/rad
Front Roll Damping	$C_{f\phi}$	1756kNs/rad
Rear Roll Damping	$C_{r\phi}$	1756kNs/rad
Tire Radius	r	0.305m
Rotating Wheel Inertia	I_w	2.23kgm ²
Nominal Cornering Stiffness	C_σ	30000N/rad
Nominal Longitudinal Stiffness	C_s	50000N/unit skid
Friction Coeff. between Tire and Ground	μ	0.91, 0.15, 0.1
Road Adhesion Reduction Factor	ϵ_r	0.011s/m
Front Roll Steer Coefficient	k_{rst}	0.2
Rear Roll Steer Coefficient	k_{rrs}	-0.2
Lateral Force Lag Time Constant	C_{li}	1.38
Ratio of Front Camber Angle to Roll Angle	K_{rf}	0.63
Ratio of Rear Camber Angle to Roll Angle	K_{rr}	0.67

급제동시의 과도조향

제동과 조향이 함께 이루어질 때의 차량의 한계 성능을 알아보기 위해 초기 속도 72km/h로 주행하다가 260Nm의 제동 토크가 가해진 차량에 대해 1초에서 조향을 시작하여 2초에서 4초 사이에는 8°의 일정한 조향각을 유지하다가 5초에서는 조향을 하지 않은 경우에 대해 시뮬레이션을 하였다.

해석 결과 요잉속도(Fig.9)와 횡미끄러짐각(Fig.10)으로부터 차량의 궤적이 스핀 아웃되리라는 것이 예상된다. 횡가속도는 Fig.11에서 보듯이 최고 0.8g까지 증가하여 롤오버의 한계값까지 도달하였다. 궤적의 끝부분은 각각 6초, 8초, 10초일때의 차량의 자세와 위치를 보여주고 있는데 예상한 바와 같이 스핀 현상이 확인되었다(Fig.12). 제동의 영향은 약 6.5초까지 지속되고 있으며 그 이후에는 약간의 진동이 발생하다가 완전히 소멸됨을 볼 수 있다.

건조 노면과 미끄러운 노면위 조향

동일한 속도(72km/h)로 각각 건조 노면과 미끄러운 노면을 주행하는 차량에 대해 동일한 제동력 140Nm과 조향각 1°를 가했을 때에 발생하는 불안정성을 비교하였다. 건조 노면을 주행하는 경우는 3자유도의 선형모델을 이용하여 기 연구된 결과¹⁵⁾와 거의 유사한 경향이 확인되었다. 건조노면의 마찰계수는 0.91인데 반하여 미

끄러운 노면의 마찰계수는 0.1인데 이것은 빙판에 가까운 매우 미끄러운 노면을 의미한다. 미끄러운 노면에서는 직진 속도가 급격히 감소되는데 이것은 횡가속도가 빠르게 증가함에 따른 현상이며 절대속도의 빠른 감소를 의미하는 것은 아니다. 각 경우 횡가속도(Fig.13)와 툭각(Fig.14)은 그리 크지는 않으나 특기할 것은 미끄러운 노면에서는 오히려 그 값이 작아지는데 이것은 미끄러운 노면에서 타이어가 조향에 필요한 횡력을 발생하지 못하기 때문이다. 그러나 요잉속도(Fig.15)는 미끄러운 노면에서 급격하게 증가하는데

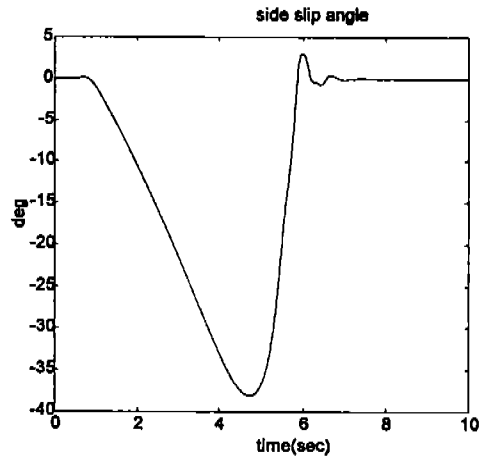


Fig.10 횡미끄러짐각

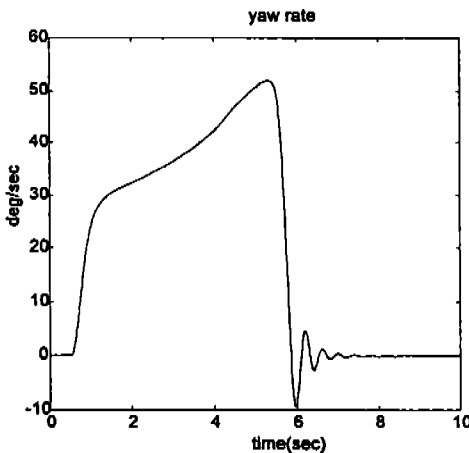


Fig.9 요잉속도

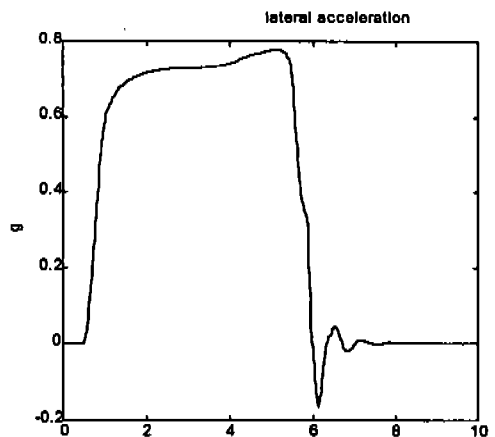


Fig.11 횡가속도

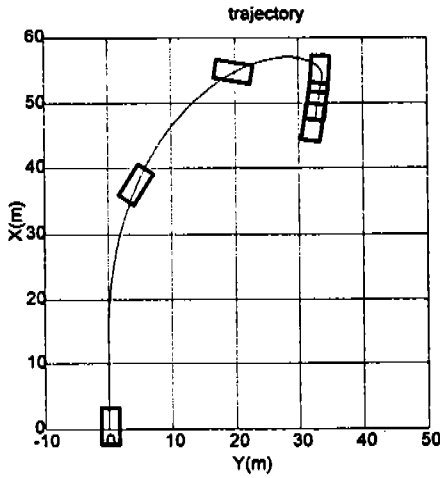


Fig.12 궤적

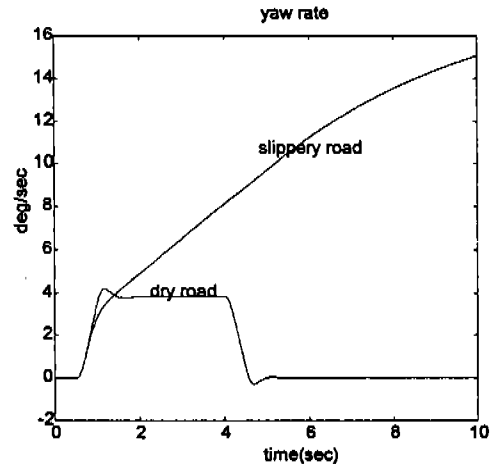


Fig.15 요잉속도

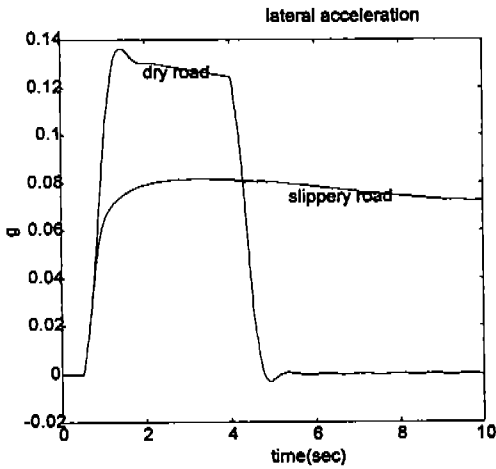


Fig.13 횡가속도

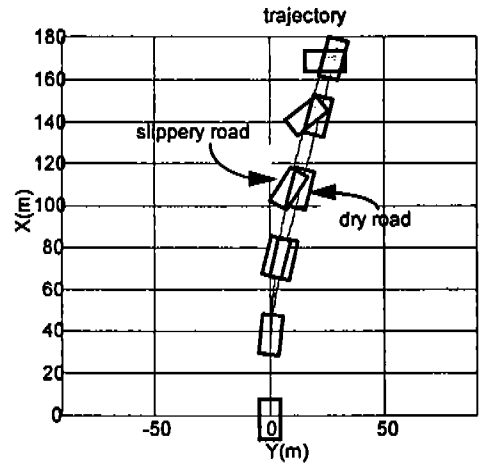


Fig.16 궤적

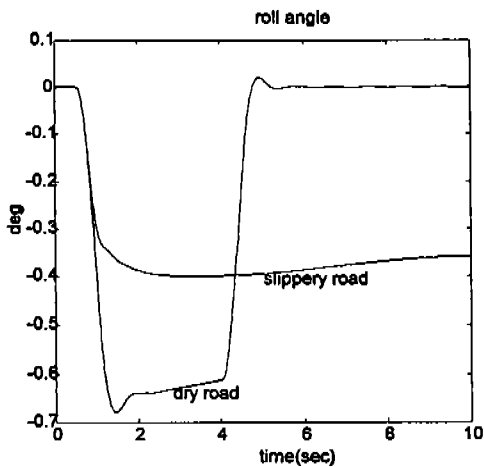


Fig.14 롤각

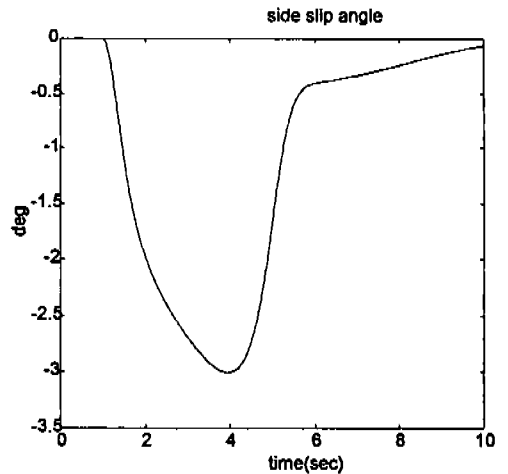


Fig.17 횡미끄러짐각

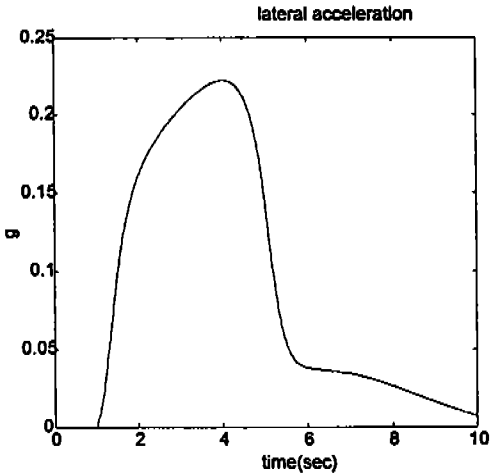


Fig.18 횡가속도

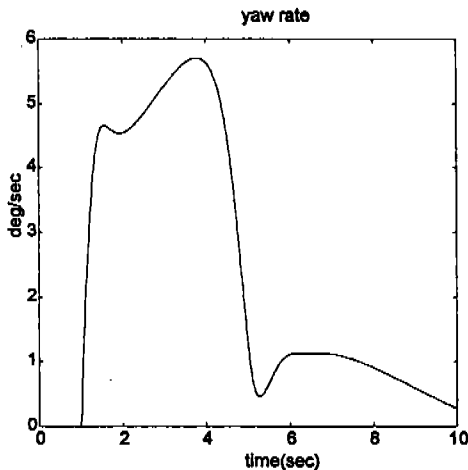


Fig.19 요잉속도

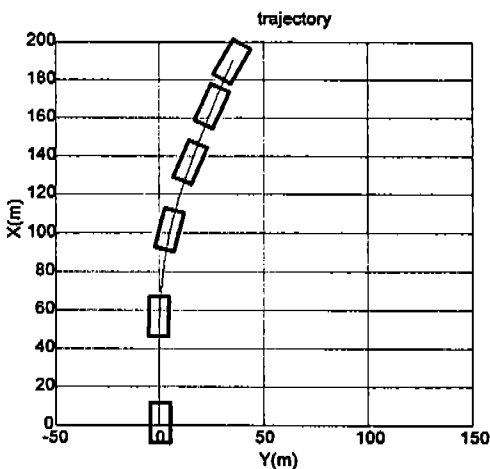


Fig.20 궤적

이것은 차량이 조향능력을 상실한 후 노면위를 표류(Drift)하고 있음을 의미한다(Fig.16).

이면 도로 제동

좌우 바퀴가 각각 다른 노면위를 주행할 때는 조향을 하지 않더라도 차체는 요잉 모멘트를 경험하게 되는데 이것이 운전자의 불안감을 야기할 수 있는 요인이 된다. 이번 도로 제동은 1초부터 시작되어 우측 바퀴는 건조노면($\mu=0.91$), 좌측 바퀴는 눈길($\mu=0.15$)위를 주행한다고 가정하였으며 이때 조향은 하지 않았다.

해석 결과 차량은 초기 속도 108km/h에서 1200Nm의 토크로 제동하여 10초 후에 43km/h로 감속된다. 바퀴 조향이 가해지지 않았음에도 횡미끄럼각(Fig.17)은 최대 3° , 횡가속도(Fig.18)는 최대 0.23g가 발생하였으며 이는 예상할 수 있는 바와 같이 타이어에서 발생하는 제동력에 차이가 생겨 차체에 요잉이 발생했기 때문이다(Fig.19, 20).

6. 결 론

이상의 연구를 토대로 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 시뮬레이션 툴은 SIMULINK를 이용하여 만들어졌으며 내연기관 차량뿐 아니라 전기 구동 차량에도 쉽게 적용할 수 있음을 알 수 있었다.
- 2) 개발된 Simulation 툴은 그래픽 환경을 제공하여 사용자가 친숙하게 접근할 수 있으며 입력 데이터와 출력 데이터를 편리하게 처리할 수 있다.
- 3) 조향 성능의 해석을 위해서는 8자유도 모델로 충분한 정확도를 얻을 수 있었으며 고속 주행시 제동과 조향을 동시에 하는 경우 차량의 선회 거동을 예측 가능하게 한다.
- 4) 모듈화된 시뮬레이션 툴은 여러가지 주행 조건과 다양한 종류의 노면에 대해 신속하고 안전한 테스트 시나리오(Scenario)를 계획함으로써 실차 시험에 앞서 막대한 비용과 시간을 절감할 수 있는데 이를 위하

여는 보다 자세한 동역학적 모델링이 필요하며 현재 연구중이다.

후 기

이 연구는 1995년도 한국과학재단 연구비 지원에 의한 결과임
(과제번호 95-0200-09-02-3)

참 고 문 헌

- H. Dugoff, P. S. Fancher, L. Segel, "An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamic Performance", SAE Transactions, 79 : 341-366, 1970, SAE Paper No.700377
- Clark, Samuel K., ed., "Mechanics of Pneumatic Tires", DOT HS 805 952, U. S. Department of Transportation-NHTSA, Washington, D. C., 1981.
- R. W. Allen, T. J. Rosenthal, H. T. Szostak, "Steady State and Transient Analysis of Ground Vehicle Handling", SAE, 870495, 1987.
- E. Bakker, H. B. Pacejka, L. Lidner, "A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies", SAE, 890087, 1989.
- H. Higasa, F. Ishikawa, H. Nasu and S. Hayashi, "Vehicle Motion Control of the Four Wheel-in Motor Drive Electric Vehicles", 자동차기술회, 921068, 1992.
- K. Huh, T. E. Pilutti, A. G. Ulsoy, C. C. MacAdam, C. G. Lin and R. D. Ervin, "A Lane Departure Warning and Control System", Univ. of Michigan Transportation Research Institute, IVHS technical Report, 1993.
- L. D. Metz, "Dynamics of Four-Wheel-Steer Off-Highway Vehicles", SAE, 930765, 1993.
- R. W. Allen, T. J. Rosenthal, "A Computer Simulation Analysis of Safety Critical Maneuvers for Assessing Ground Vehicle Dynamic Stability", SAE, 930760, 1993.
- N. E. Sanchez, "Nonlinear Dynamics and Control of A Four-Wheel Steering Vehicle Using Symbolic-Numerical Approach", Int. J. of Vehicle Design, Vol. 15, No.1/2, pp. 81~98, 1994.
- D. E. Smith, J. M. Starkey, "Effects of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers : Model Development, Validation and Comparison", Vehicle System Dynamics, vol. 24, pp. 163~181, 1995.
- A. G. Nalecz, A. C. Bindermann, "Investigation into the stability of four wheel steering vehicles", Int. J. of Vehicle Design, vol.9, No.2, pp. 159~178, 1988.
- F. Jindra, "Mathematical Model of Four-Wheeled Vehicle for Hybrid Computer Vehicle Handling Program", 1976.
- 강주석, 윤중락, 민현기, 이장무, "선회중 제동을 고려한 차량의 동특성 연구", 한국자동차공학회논문집, 제3권, pp. 109~118, 1995.
- 이영화, 김석일, 서명원, 김대영, 김동룡, "운전자-자동차 모델을 이용한 4륜조향 자동차의 주행특성 해석", 한국자동차공학회, 추계학술대회, 943964, 1994.
- 김준영, 계경태, 박건선, 허건수, 장경영, 오재응, "4WD/4WS 전기구동 차량의 동역학적 성능 해석", 한국자동차공학회, 춘계학술대회, 953918, pp. 392~402, 1995.
- 계경태, "타이어 모델을 고려한 차량의 비정상상태 조향성능 해석", 한양대학교 석사학위논문, 1996.